箱形断面 T 字形結合部材のスポット溶接部の疲労強度*

森 信行**, 尼子龍幸***

Fatigue Strength of Spot Welds in T-shaped
Structural Members with Closed Sections

by Nobuyuki MORI and Tatsuyuki AMAGO

In order to develop a prediction method for the fatigue strength of spot welds in thin steel structures such as automobile bodies, bending fatigue tests were made on T-shaped members. The fatigue test results expressed in terms of the strain range, measured on the outer surface near the nugget, did not coincide with predictions from the fatigue strength data of standard tensile shear specimens. FEM analysis and strain measurement showed the difference to be due to the fact that loads acting on spot welds and the stress states are different between the standard specimens and the members. A joint specimen having flanges under a combined load of a tensile shear force and a bending moment, which simulates the stress distribution near the nugget, has been proposed. It was confirmed by fatigue tests that the strength of the specimen is an accurate prediction of the strength of the member in terms of the strain range.

Key Words: Fatigue, Spot Weld, Structural Member, Bending Load, Estimation of Fatigue Strength, FEM, Strain Measurement, Spot Welded Joint Specimen

1. 緒 言

自動車ボデーの開発段階では、限られた期間内に軽量化を進めつつ強度耐久性を確保することが必要であるため、疲労強度推定法の精度向上が望まれている。強度確保が必要な部位の一つにスポット溶接部があるが、この部位は板の外側から疲労き裂の発生する接合面側の溶接端ひずみを測定することができないため、他の部位に比較すると疲労強度の推定が難しいとされている。

一般に、自動車ボデーは構造が複雑で、応力の伝達系が多岐にわたることから、スポット溶接部の周辺に作用する荷重の状況を把握することは非常に困難である。そのため、溶接端の板の外側ひずみを代表値として測定し、応力分布が類似しているとみなしうる単純な継手試験片の疲労強度データをもとに強度を推定せざるを得ないのが現状である。当然、その精度は両者の溶接部近傍の応力分布の対応度合に左右されると考えられる。

一方、これまでに単純な標準継手試験片のスポット溶接部の疲労強度については、数多くのデータが蓄積され⁽¹⁾⁽²⁾、著者らの接合面側の溶接端の最大応力による推定法⁽³⁾⁽⁴⁾以外にも二、三の推定法^{(5)~(7)}が提案され、次第に現象解明が進んだ状況になってきた。

そこで、次の段階として、本報では、自動車ボデーの強度部材をモデル化した箱形断面 T 字形結合部材を対象に曲げ荷重を負荷した疲労試験を行うとともに、溶接端の板の外側ひずみを尺度として精度のよい疲労強度の推定を行うためには、どのような継手試験片の選定が必要かを明確にすることにした。

すなわち、まず部材の疲労強度と標準継手試験片の疲労強度の差の原因を、FEM 解析により求めた溶接部に作用する荷重とひずみ測定により求めた溶接端の板の外側ひずみとの関連で検討した。

次に、ひずみ測定により、溶接部付近のひずみ分布が部材と対応する継手試験片(シミュレート継手試験片と呼ぶ)の荷重条件と形状を、溶接部に作用する荷重と溶接部周辺の剛性の状況を考慮して選定した。

さらに、この試験片について疲労試験を行い、き裂の発生形態と溶接端のひずみで整理した結果が、部材の結果と対応するかどうかを検討した。

* 昭和 61 年 4 月 2 日 第 63 期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和 60 年 6 月 20 日。

** 正員、(株)豊田中央研究所(〒480-11 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 41-1)。

*** (株)豊田中央研究所。

2. 部材の疲労試験

2・1 部材の形状 試験部材は、板厚が0.8 mmと1.2 mmの冷間圧延鋼板 (SPCE) から作製した。表1に化学成分と機械的性質を示す。

試験部材は、図1に示すように、寸法が50×50 mmのハット形の閉じ断面で、T字形に結合されている。長いほうの部材は板厚が1.2 mm、長さが300 mm、短いほうの部材は板厚が0.8 mm、長さが150 mmである。

試験対象部位は部材の交差部のスポット溶接部である。交差部の溶接部は、上部2点 (溶接ピッチ25 mm)、側部4点 (溶接ピッチ25 mm)、下部3点 (溶接ピッチ33 mm) である。また、箱形部材を構成しているフランジ部の溶接ピッチは50 mmである。表2にスポット溶接条件を示す。なお、図示してないが、部材の端部には板厚が8 mmの軟鋼板がアーク溶接により取付けてある。

2・2 疲労試験方法 疲労試験は、図1に示すように、長いほうの部材の両端を固定し、短いほうの部材の先端に上下方向荷重 ΔW を機械式加振機により負荷して行った。試験の加振条件は、荷重点の変位振幅一定、両振り ($R=-1$)、周波数20 Hzである。なお、定変位加振であるため、疲労き裂が発生すると ΔW は若干低下したが、その程度は1割以下であった。

試験対象とする上部の溶接部の付近には、図1に示すようにひずみゲージを貼付して、試験中のひずみ範囲 $\Delta\epsilon$ を測定した。使用したひずみゲージは、ゲージ長2 mmの単軸素子である。薄板 (0.8 t) 側の外面の

ゲージは溶接端にゲージの素子端を一致させ、厚板 (1.2 t) 側の内面 (接合面) のゲージは板縁にゲージのベース端を一致させて貼付した。これらのゲージの貼付位置を、それぞれ、"0.8 t 外面"、"1.2 t 内面"と呼ぶことにする。なお、図中には"0.8 out"、"1.2 in"と表示する。

また、疲労試験結果を荷重で整理するための尺度としては、公称曲げモーメント範囲 ΔM^* を用いた。 ΔM^* は荷重範囲 ΔW と負荷点から上部溶接部までの距離 l (307 mm) の積である。

なお、試験中に上部溶接部の薄板と厚板の間に接触が発生する現象は生じなかった。

図1 試験部材と疲労試験方法

図2 疲労き裂の発生状況

表1 鋼板の化学成分と機械的性質

Thickness mm	Chemical composition wt%					
	C	Si	Mn	P	S	Al
0.8	0.05	tr	0.24	0.017	0.025	0.05
1.2	0.04	tr	0.17	0.017	0.017	0.05

Thickness mm	Mechanical properties		
	Yield stress MPa	Tensile strength MPa	Elongation %
0.8	180.4	307.9	45.6
1.2	170.6	294.2	47.7

表2 スポット溶接条件

Electrode force KN	Welding current KA	Weld time (50 HZ) s	Electrode tip	Nugget diameter mm
1.96	7.5	10	CR type	5

図3 ΔM^*-N_f 線図

2・3 疲労試験結果 疲労き裂の発生状況を図2に示す。き裂は上部の溶接部の厚板(1.2t)側に発生した。このき裂は、目視では重ね代部を越えて厚板の内面に進展した時点でなければ観察できないので、破断繰返し数 N_f の定義はこの時点の繰返し数とした。この時の厚板内面におけるき裂長さは10から20mm程度であった。

なお、耐久限は、長寿命側のデータが少ないため、便宜上 10^7 回の時間強度で定義することにした。

図3に、公称曲げモーメント範囲 ΔM^* と破断繰返し数 N_f の関係を示す。耐久限は $120 \text{ N}\cdot\text{m}$ 程度である。

図4と図5に、ひずみ範囲 $\Delta \varepsilon^{*1}$ と N_f の関係を示す。図中には、左右の溶接部における $\Delta \varepsilon$ の上限、下限と平均値(○印)を示す。0.8t外面のほうが1.2t内面よりも左右の溶接部での $\Delta \varepsilon$ の差が大きい。耐久限は、1.2t内面が 450×10^{-6} 程度、0.8t外面が 350×10^{-6} 程度である。

図4 $\Delta \varepsilon$ - N_f 線図 (1.2t 内面)

図5 $\Delta \varepsilon$ - N_f 線図 (0.8t 外面)

3. 標準継手試験片の疲労強度との差の原因検討

3・1 標準継手試験片の疲労試験結果との比較

破壊部である上部の溶接部には、主として引張せん断荷重が作用すると考えられるため、さきに著者らが行った標準継手試験片⁽⁸⁾である引張せん断試験片の疲労試験結果⁽⁹⁾から強度を推定した。

図6に、引張せん断試験片の形状寸法と荷重条件を示す。試験片の板厚は0.8mmと1.2mm、板幅と重ね代は40mmである。使用した鋼板と溶接条件は2・1節に述べた部材のものと同じである。

図6 引張せん断試験片とき裂状況

図7 引張せん断試験片による $\Delta \varepsilon$ - N_f 線図 (0.8t 外面) の推定結果

図8 FEM 解析モデル

*1 試験開始後、ひずみ $\Delta \varepsilon$ が安定した時点(繰返し数 $=10^4$)での値。

疲労き裂は、引張せん断試験片では図6に示すように薄板(0.8t)側に発生する。しかし、部材ではき裂は厚板(1.2t)側に発生するため、引張せん断試験片による推定ではき裂の発生形態が異なる。

図7に、0.8t外面で測定した²²ひずみ範囲 $\Delta\epsilon$ と破断繰返し数 N_f の関係を部材の結果と比較して示す。部材の結果との対応が不十分であることがわかる。

3・2 溶接部に作用する荷重の検討 次に、引張せん断試験片による推定結果が部材の結果と異なる原因を検討するために、まず部材中の溶接部に作用する荷重をFEM計算により求めた。図8にFEM解析モデルを示す。板部はシェル要素で、溶接部はそこに作用する荷重を求めるために円断面(ナゲット径5mm)のはり要素でモデル化した。解析領域は問題の対称性から左半分とし、解析は対称面上の節点に変位の対称条件を与えて、短いほうの部材の端板に上下方向荷重を加えて行った。解析には、FEM汎用プログラム“ISAP”を使用した。

溶接部に作用する荷重の計算結果の妥当性を確認するために、上部溶接部付近の静ひずみ分布を測定し、計算結果と比較した。図9に、ひずみゲージの貼付位置と、公称曲げモーメント M^* が50 N・mのときのひずみの計算値と実験値を示す。使用したひずみゲージのゲージ長は、0.8t外面の溶接端が1mm、それ以外は2mmである。計算値は実験値によく対応していることがわかる。

表3に、 M^* が50 N・mのときの溶接部に作用する荷重の計算結果を示す。 F は引張せん断荷重、 P ははく離荷重、 M は曲げ荷重、 T はねじり荷重である。なお、曲げ荷重についてはoffset曲げ荷重²³を差し引い

て示してある。溶接部に作用する荷重は、破壊部である上部の溶接部が最大であるが、引張せん断試験片とは異なり引張せん断荷重 F 以外に曲げ荷重 M が複合して作用していることがわかった。これは部材に上下方向荷重 W を負荷したときに、上部と下部の溶接部に逆位相の引張せん断荷重が作用することによって生じる曲げ荷重と考えられる。

3・3 溶接端の板外面ひずみの検討 次に、引張せん断試験片の薄板(0.8t)側の溶接端の板外面のひずみ範囲 $\Delta\epsilon$ と引張せん断荷重範囲 $\Delta\bar{F}$ の関係⁽⁵⁾を、部材と比較して図12に示す。部材の $\Delta\epsilon$ - $\Delta\bar{F}$ 線図は、疲労試験の際に測定した $\Delta\epsilon$ - ΔM^* 線図を上部の溶接部に作用する荷重の計算結果(表3参照)から、 $\Delta\epsilon$ - $\Delta\bar{F}$ 線図に換算 $\{\Delta\bar{F}=(490/50)\times\Delta M^*\}$ して示してある。また、図中には、荷重 $\bar{F}$ に対してひずみ ϵ が逆位相で変化する場合には、 $\Delta\epsilon$ を負の値で表示した。

図12の結果から、溶接部に引張りの荷重 F が作用したときに、溶接端の板外面ひずみが引張せん断試験片では圧縮であるのに対して、部材では引張りであることがわかった。

3・2節および3・3節の検討により、引張せん断試験片の疲労強度が部材の疲労強度と異なる原因は、溶接部に作用する荷重と溶接部近傍の応力状況が部材と対応していないことにあることが明らかになった。

4. シミュレート継手試験片の検討

ここでは、溶接部付近のひずみ分布が部材と対応する継手試験片(シミュレート継手試験片)の荷重条件と形状を検討する。

4・1 溶接部に作用する荷重の考慮 まず、溶接部に作用する荷重の状況が部材と対応するように、2

図9 静ひずみ分布の計算値の実験値との比較

²² 使用したひずみゲージの種類と貼付位置は、2・2節に述べた部材のものと同じである。

²³ 溶接部に引張せん断荷重 F が作用したときに、2枚の板がoffsetしていることによって生じる曲げ荷重 $\{0.5 \times (0.8 + 1.2) \times 0.5 \times F\}$ のこと。

表3 溶接部に作用する荷重の計算結果

	Upper part	Side part		Lower part	
		Upper	Lower	Left	Center
F (N)	490	57.8	58.3	388	245
P (N)	3.09	6.98	4.80	1.24	0.15
M (Nmm)	185	25.4	19.3	145	103
T (Nmm)	0.00	0.09	0.05	0.16	0.00

枚重ね継手試験片に引張せん断荷重 $\bar{F}$ と曲げ荷重 $\bar{M}$ の複合荷重を負荷して動ひずみ測定を行った。加振条件は完全片振り ($R=0$)、周波数 20 Hz であり、荷重は増分的に与えた。

試験片の寸法と荷重条件を図 10 に、ひずみゲージ (ゲージ長 2 mm) の貼付位置を図 12(a) に示す。試験片の寸法は、重ね代については部材と同じ 15 mm にしたが、それ以外は 3・1 節に述べた標準継手試験片と同じである。使用した鋼板と溶接条件も部材と同じである。

図 11 に、複合荷重試験状況を示す。0.8 t 側に、回転と軸方向の変位の自由度を与えて、動電形一軸加振機により荷重を負荷した。なお、加振軸を試験片の板厚中心軸と偏心させることにより、 $\bar{F}$ と $\bar{M}$ の複合荷重を負荷できる機構になっている。 $\bar{F}$ と $\bar{M}$ は、溶接部に作用する荷重の状況が部材と等しくなる条件 ($M/\bar{F}=0.4$, 表 3 の上部溶接部での荷重を参照) で負荷した。

図 12 に、動ひずみの測定結果を部材の結果と比較して示す^{**}。試験片の接合面側のひずみ $\Delta\epsilon$ は、0.8 t 内面の方が 1.2 t 内面より大きく、薄板 (0.8 t) 側からのき裂発生が予想されること、0.8 t 外面の $\Delta\epsilon$ が部材とは逆位相であることがわかる。なお、確認のため行

図 10 2枚重ね継手試験片 (複合荷重)

図 11 複合荷重試験状況

^{**} $\Delta\epsilon$ と $\Delta\bar{F}$ の関係は、部材ではほぼ線形であるが、試験片では非線形になっている。これは、試験片では塑性変形以外に大変形の影響があるためと考えられる。

った疲労試験でも、き裂は薄板側に発生し部材の結果と異なった。

以上の検討により、溶接部に作用する荷重の状況が同じでも、溶接部付近のひずみ分布は部材と対応しないことがわかった。

4・2 溶接部周辺の剛性の考慮 次に、溶接部付近の応力分布に影響すると考えられるもう一つの因子である溶接部周辺の剛性について検討する。ここでは、部材の上部溶接部付近を、板縁に部材の剛性を加味する意味でフランジを設けた 2 枚重ね継手試験片で代表させ、その試験片に複合荷重を負荷して動ひずみ測定を行うことにした。

図 13 にフランジ付き 2 枚重ね継手試験片の形状寸法を示す。フランジ高さは、0.8 t 側が 5 mm, 1.2 t 側

図 12 2枚重ね継手試験片 (複合荷重) の動ひずみ測定結果

図 13 シミュレート継手試験片

図 14 シミュレート継手試験片の動ひずみ測定結果

が 20 mm である。フランジ部以外の寸法、ひずみゲージの貼付位置、試験条件は 4.1 節に述べたものと同じである。また、使用した鋼板と溶接条件は部材のものと同じである。なお、フランジを設けたことによって、溶接部に作用する荷重の状況が部材と等しい条件 ($M/F=0.4$) が変わらないように、フランジ部については荷重を負荷せず、変位も拘束しないことにした。

図 14 に動ひずみの測定結果を示す。 $\Delta\epsilon$ は 1.2 t 内面のほうが 0.8 t 内面より大きく、厚板 (1.2 t) 側からのき裂発生が予想されること、1.2 t 内面および 0.8 t 外面の $\Delta\epsilon$ も部材の結果と定性的に対応していることがわかる。そこで、引張せん断と曲げの複合荷重を受けるフランジ付き 2 枚重ね継手試験片を“シミュレート継手試験片”に選定することにした。

4.3 シミュレート継手試験片の疲労強度 疲労試験は、荷重制御、完全片振り ($R=0$)、周波数 20 Hz の条件で行った。

疲労き裂は、図 15 に示すように厚板 (1.2 t) 側に発生し、部材のき裂状況と一致した。

図 16 に、 ΔM^*-N_f 線図を示す。破断繰返し数 N_f の定義は、厚板の外面でのき裂長さがナゲット径 (5

図 15 シミュレート継手試験片の疲労き裂状況

図 16 シミュレート継手試験片の ΔM^*-N_f 線図

mm) 程度になった時の繰返し数で定義した^{*5}。シミュレート継手試験片の結果は、 $\Delta\bar{F}$ を ΔM^* に換算して示してある ($\Delta M^*=(50/490)\times\Delta\bar{F}$)。また、図 17 と図 18 に $\Delta\epsilon-N_f$ 線図を示す。

シミュレート継手試験片の結果は、 10^7 回の時間強度で定義した耐久限付近で 2 割程度部材の結果より低めである。この若干の差には、溶接端付近の応力分布が部材と定量的には一致していないこと、最小最大荷重比 R が部材と異なることなどが影響していると推察される。

以上の検討により、シミュレート継手試験片は、疲労き裂の発生形態が部材と一致すること、溶接端の板外面ひずみで整理した疲労試験結果が部材の結果と比較的精度よく対応することを確認できた。

5. 結 言

箱形断面 T 字形結合部材を対象に曲げ荷重を負荷した疲労試験を行い、スポット溶接部の疲労強度が従来の標準継手試験片による推定結果と異なる原因を検

図 17 シミュレート継手試験片の $\Delta\epsilon-N_f$ 線図 (1.2 t 内面)

図 18 シミュレート継手試験片の $\Delta\epsilon-N_f$ 線図 (0.8 t 外面)

*5 JIS 規格⁽⁹⁾に従って定義した。

討した。さらに、溶接端の板外面ひずみを尺度として疲労強度を精度よく推定するには、どのような継手試験片の選定が必要かを検討した。結果の要約は以下のようである。

(1) 部材の疲労試験の結果、き裂は上部の溶接部の厚板(1.2t)側に発生した。また、公称曲げモーメント範囲 ΔM^* および溶接部付近のひずみ範囲 $\Delta \varepsilon$ による疲労強度線図を得た。

(2) 標準継手試験片である引張せん断荷重を受ける2枚重ね継手試験片による推定結果は、き裂の発生形態および $\Delta \varepsilon-N_f$ 線図とも部材の結果と異なった。

(3) 標準継手試験片による推定結果が部材の結果と異なる原因は、FEM 解析により溶接部に作用する荷重が、またひずみ測定により溶接端のひずみ状態が部材と対応していないことにあることを明らかにした。

(4) ひずみ測定により溶接部付近のひずみ分布が部材と対応する継手試験片(シミュレート継手試験片)を検討した結果、荷重条件としては溶接部に作用する荷重が部材と対応するように、引張せん断と曲げの複合荷重を負荷することが、また形状としては2枚重ね継手試験片の板縁に部材の溶接部周辺の剛性を加味する意味でフランジを設けることが必要であることがわかった。

(5) シミュレート継手試験片の疲労試験の結果、

き裂の発生形態が部材と一致すること、 ΔM^*-N_f 線図および $\Delta \varepsilon-N_f$ 線図とも部材と比較的精度よく対応することを確認できた。

本研究は、自動車技術会・疲労信頼性部門委員会・スポット溶接構造信頼性分科会の共同研究の一環として実施したもので、北川英夫前委員長(横国大)、西島敏委員長(金材技研)、藤本正男分科会主査(豊田中研)をはじめ、各委員の方々にご教示、ご助言をいただいた。なお、試験部材の加工・溶接は日本鋼管(株)(小野守章委員)に担当していただいた。記して、各位に深謝する。

また、本研究を進めるにあたりご高配いただいた当研究所の長谷川準三取締役およびご協力いただいた21研究室の方々に感謝する。

文 献

- (1) 自動車技術会編, 自動車構造の軽量化とスポット溶接に関する最近の諸問題シンポジウム前刷集, (昭57-6), 26.
- (2) Kitagawa, H., ほか2名, SAE paper, 850371 (1985).
- (3) 佐久間・森・藤本, 機論, 49-445, A (昭58), 1055.
- (4) 森・藤本, 材料学会第31期学術講演会前刷, (昭57-5), 107.
- (5) 小野・ほか5名, 自動車技術会論文集, 31 (昭60), 86.
- (6) 結城・ほか3名, 機論, 51-467, A (昭60), 1772.
- (7) Davidson, J. A. and Imkof, E. J. Jr., SAE paper, 840110 (1984).
- (8) JIS Z 3138「スポット溶接継手の疲れ試験法」, (昭58).

討 論

〔質問〕 結 城 良 治〔東京大学生産技術研究所〕
自動車車体構造モデルの疲労強度評価に、分担荷重とひずみ分布の両者を考慮したシミュレーション継手を用いる新たな手法を開発したことに敬意を表す。

(1) しかし、曲げとせん断力比を一定とした上で、ひずみ分布まで合わせたシミュレーション継手を見つけたすまで、多くの試行錯誤が予想されるが、この手法の実用性、汎用性についていかがお考えか。例えば、曲げ、せん断に加え、はく離荷重が働く場合にこの方法が適用できるか。

(2) 図17, 18で部材とシミュレーション継手の疲労寿命の若干の違いの要因として、 N_f の定義の相違、言い換えれば、き裂長の相違は考えられないか。

(3) 脚注*4で $\Delta \varepsilon$ と $\Delta \bar{\sigma}$ の非線形性の要因として、大変形の影響をあげておられるが、具体的にはどのような現象を意味しているのか。

〔回答〕 本論文内容を詳細に検討していただいた

ことに感謝する。貴質問に対する回答は以下のとおりである。

(1) 本論文の主張点は、「溶接端の板外面ひずみを代表尺度として、部材の溶接部の疲労強度を精度よく推定するにはどのような影響因子の考慮が必要かを明確にすること」にあることをご理解願いたい。この検討手段としてシミュレート継手試験片を用いたものであり、本方法を最終的な推定法としては位置付けていない。また、一般に自動車ボデーのスポット溶接部には、引張せん断と曲げあるいははく離と曲げの荷重が複合して作用している場合の二種に大別できると考えられる。本論文は前者の場合を検討したものであり、後者の場合に対するシミュレート継手試験片については著者らの関連文献(付1)を参照されたい。

(2) ご指摘のように、き裂長さを一致させて N_f を定義すれば両者の寿命の差は若干少なくなると考えられる。しかし、部材の外側から閉じ断面である部材

の内側の板表面に現れるき裂の長さを測定することが困難であったため、2・3節と4・3節に述べたように N_f を定義した。

(3) 付図1に、繰返し変形サイクルにおける部材とシミュレート継手試験片の $\epsilon-\bar{F}$ 線図を示す [$M^* = (50/490) \times \bar{F}$]。部材の場合にはこの線図はほぼ線形であるが、試験片の場合には非線形でかつヒステリシスをもっていることがわかる。このことは、溶接端のひずみ挙動が部材では溶接部周辺の剛性が試験片より大きいために弾性微小変形になっているが、試験片では弾性大変形（大たわみ）になっていることを意味していると推察される。また、試験片の $\epsilon-\bar{F}$ 線図の非線形性は1.2t内面より0.8t外面のほうが大きく、このことが図18に示す $\Delta\epsilon_{0.8out}-N_f$ 線図の実験点のばらつき大きさにも影響していると考えられる。

付図1 $\epsilon-\bar{F}$ 線図

(付1) Mori, N., ほか4名, SAE paper, 860604(1986).